

明 細 書

建設機械の制御回路

技術分野

- [0001] 本発明は、センタバイパスラインが設けられたオープンセンタ回路を備えた建設機械の制御回路に関するものである。

背景技術

- [0002] 図5は、油圧ショベル(旋回型)に使用されている従来の油圧回路を示し、下部走行体(履帯)を駆動するための左右のブレーキ付トラベルモータ11, 12、下部走行体に対し上部旋回体を旋回作動するためのスイングモータ13、上部旋回体に取り付けられたフロント作業装置14(図6)を作動するための下記の各種油圧シリンダを制御対象とするものである。
- [0003] 図6に示されるように、フロント作業装置14は、ブーム15、スティック16およびバケット17がピン21, 22, 23により順次連結され、そして、ブーム15はブームシリンダ24により、スティック16はスティックシリンダ25により、バケット17はバケットシリンダ26によりそれぞれ回動される。各部材の重心位置を黒点で示す。
- [0004] 図5に戻って、車載エンジン27により駆動される油圧ポンプ28から吐出された作動油は、各油圧モータ11, 12, 13および各油圧シリンダ24, 25, 26に対応する各種の操作弁111, 121, 131, 241, 242, 251, 252, 261を経て、これらの各油圧アクチュエータに供給される。
- [0005] これらの操作弁111, 121, 131, 241, 242, 251, 252, 261は、それぞれ対応するパイロット操作弁(いわゆるリモコン弁)の操作レバーを操作することにより、これらの各パイロット操作弁から操作レバーストロークに応じて出力されたパイロット圧により、内蔵されたスプールの変位方向および変位量が制御される。
- [0006] Psは、可変容量型の油圧ポンプ28の吐出ラインに連通された作動油供給ライン、Tは、タンク29に連通された作動油排出用のタンクライン、Cbは、各種の操作弁111, 121, 131, 241, 242, 251, 252, 261の中立位置を経て連通されるセンタバイパスラインを示す。

- [0007] このセンタバイパスラインCbの最後部には、ネガティブフローコントロール圧力(以下、「ネガコン圧力」という)を取出すためのオリフィス31およびリリーフ弁32が並列に接続され、これらのオリフィス31およびリリーフ弁32の上流側は、ネガティブフローコントロールライン(以下、「ネガコンライン」という)33を介して油圧ポンプ28の斜板などの容量可変手段34を制御するポンプレギュレータ35に連通され、下流側はタンク29に連通されている。
- [0008] そして、各種の操作弁111, 121, 131, 241, 242, 251, 252, 261が中立位置に近いほど、ネガコンライン33の圧力(以下、この圧力を「ネガコン圧」という)が高くなり、このネガコン圧が高いほど、ポンプレギュレータ35は、ポンプ吐出流量が少量になるように斜板などの容量可変手段34を制御し、無駄な作動油供給を防止する。
- [0009] このようなセンタバイパスラインCbを備えたオープンセンタ油圧回路システムを搭載した油圧ショベルは、既に知られている(例えば、特許文献1参照)。
- [0010] この種の油圧ショベルでは、標準バケットを装着した状態で水平均し作業のチューニングを試作機の開発時点で行っている。
- [0011] しかしながら、いったん市販された後に、エンドユーザがアプリケーションに応じて、標準バケットの替わりに大型で大重量の法面バケットを装着する場合が多い。
- [0012] 特に、畝場整備や宅地整地などで、土表面の仕上げが平坦なことが要求され、かつ、一定時間内に可能な限り広い仕上げ面積を要求される場合では、特にその様な機会が多くなる。
- [0013] その場合、バケット重量が大きく、水平均し作業を行うためにフロント作業装置14を図6(a)に示されるようなフルリーチ姿勢とした時点から、手前側にレバー操作を行うと、ブームシリンダ・ヘッド側とスティックシリンダ・ロッド側の保持圧が共に高圧状態よりのスタートとなる。
- [0014] この場合は、図7で示されるように、ブーム操作レバーでのブームシリンダ持ち上げ開始ポイントが標準バケット装着時に較べて後ろに後退し、標準バケットでの微操作範囲より大幅に狭くなる。
- [0015] また、標準バケットでのブーム持ち上げ微操作開始点の操作レバーストロークから大きく後退するにしたがい、スティックの降下とマッチングさせ難くなるので、水平均し

性能が悪化する。

[0016] 図8で示されるように、スティックイン動作を得るためのスティックシリンダ伸び操作において、バケット重量が増加した分、スティックシリンダ用操作弁251におけるスティックシリンダ・ロッド側の保持圧 P_{rod} が高くなるため、スティックシリンダ用操作弁251のロッド側からタンクラインTへの通路の開口面積を $A_{rod\ meter\ out}$ とし、タンク側の圧力を P_t とし、作動油の密度を ρ とした場合、ロッド側のメータアウト流量 Q は、

$Q = C \cdot A_{rod\ meter\ out} \cdot \sqrt{2(P_{rod} - P_t) / \rho}$ の式にしたがい、保持圧 P_{rod} が上昇する分、流量立ち上がりゲインが高くなる。

[0017] よって、スティックシリンダ25の単体伸びでも微操作性が悪化するが、さらに、上記のブーム操作レバーでのブームシリンダ持ち上げ開始ポイントの後退とスティックシリンダ伸び微操作性の悪化が同時に発生するため、操作レバーによる調整が非常に難しいものとなり、図9に示されるように、大重量バケット装着時は、標準バケット装着時に較べて大きな波打ち現象Dが水平均し開始点付近で発生し、平坦に整地する性能が大きく悪くなる。

[0018] すなわち、図6(a)に示されるようにショベルのフロント作業装置14をフルリーチの状態より軟弱地盤を、図6(b)に示されるように手前へ水平に均そうとすると(スティックシリンダヘッド側軽負荷作業時)、スティック16およびバケット17の重心位置(黒点位置)が、ブーム先端ピン22より水平距離で離れたところにあり、ブーム先端ピン22回りの重力による回転モーメントが大きいため、スティックシリンダ25のロッド側25rの保持圧が高く、スティック用操作弁251におけるロッド側25rからタンクへの戻り側通路では、弁ストロークに対し高いゲインで通過流量が発生する。

[0019] 故に、このような図6(a)ポジションでのスティックシリンダ25の伸びスピードの微少コントロールが難しく、ブーム上げインチング操作とのマッチングがうまくいかず、図9に示されるように、バケット重量が大きいほど、バケット先端チップ17aの軌跡が大きく波打つ波打ち現象Dが発生し、オペレータの苦情につながることが多い。

[0020] また、同様の理由で、ブーム上げとスティックアウトを多用する荷のリフティング作用でも、荷重の大小で同様の操作性不良が発生する。

特許文献1:特開平9-151487号公報(第5頁、図1)

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0021] 標準バケットでチューニングしても、バケットアタッチメントの重さ・種別により、同一の作動指令に対して、ブームシリンダおよびスティックシリンダの作動タイミング、作動速度が異なり、操作性が悪化する。
- [0022] また、そのため整地不良などのユーザクレームに繋がり、その都度、個別対策型のスプールノッチのチューニング設計、製作や、評価試験を行う必要があり、非効率である。
- [0023] また、いつまでたってもオープンセンタ固有の特性と諦められ、オープンセンタ回路の持つ旋回フォースモジュレーションなどの長所と相反する潜在的な不具合として解消できないまま、現在に至っている。
- [0024] さらに、荷吊り作業での操作性の負荷影響を払拭できず、オペレータの熟練に頼る傾向が発生し、ヒューマンエラーによるトラブルが発生しやすい欠点を有している。
- [0025] 本発明は、このような点に鑑みなされたもので、オープンセンタ回路を備えた建設機械の制御回路において、バケット重量を変更した場合でも、標準バケットでチューニングした場合と同様の操作性を確保できる建設機械の制御回路を提供することを目的とするものである。

課題を解決するための手段

- [0026] 請求項1に記載された発明は、油圧ポンプからブームを作動するブームシリンダ、ブーム先端に連結されたスティックを作動するスティックシリンダ、スティック先端に連結されたバケットを作動するバケットシリンダに供給され戻りラインを経てタンクへ戻される油をそれぞれ制御するブーム用操作弁、スティック用操作弁、バケット用操作弁に、センタバイパスラインが設けられたオープンセンタ回路を備えた建設機械の制御回路であって、スティックシリンダのロッド側からタンクへ戻される油の戻りラインに設けられた圧力補償付き流量制御弁と、ブームシリンダのヘッド側に供給された作動油の圧力を検出する圧力センサと、圧力センサで検出された圧力の上昇に応じてブーム用操作弁より下流側のセンタバイパスライン圧力を高める方向に制御する圧力制御弁とを具備した建設機械の制御回路である。

- [0027] 請求項2に記載された発明は、請求項1記載の建設機械の制御回路において、スティックシリンダのロッド側に供給された作動油の圧力を検出する圧力センサと、圧力センサで検出された圧力の上昇に応じてスティック用操作弁より下流側のセンタバイパスライン圧力を高める方向に制御する圧力制御弁とを具備したものである。
- [0028] 請求項3に記載された発明は、請求項1または2記載の建設機械の制御回路における圧力制御弁が、センタバイパスラインからポンプ吐出流量制御用のネガティブフローコントロール圧力を取出すためのオリフィスおよびリリース弁と一体に設けられて、ネガティブフローコントロール負荷圧補償弁を形成するものである。
- [0029] 請求項4に記載された発明は、請求項1乃至3のいずれか記載の建設機械の制御回路における圧力補償付き流量制御弁が、差圧設定用のスプリングと、スティックシリンダのヘッド側にかかる負荷圧の増加に応じてスプリングのセット荷重を増加させるとともにヘッド側の負荷圧が所定値以上のときスプリングのセット荷重を流量制御の圧力補償を解除する値まで増大させる圧力補償解除部とを具備したものである。

発明の効果

- [0030] 請求項1記載の発明によれば、圧力補償付き流量制御弁のメータアウトフローコントロール機能により、大重量バケット装着状態でも、スティックイン操作におけるスティック降下速度が、変化せず、安定しているとともに、圧力センサおよび圧力制御弁によりブーム保持圧をセンタバイパスラインに発生させることで、負荷圧が変化しても、ブーム上げ流量モジュレーションカーブが変化せず、安定した流量特性を維持できるので、バケット種別を問わずに、指示どうりのスティック降下速度とブーム上げ速度とにより水平均し作業性を向上できるとともに、バケット重量毎に、水平均し性能を改善するための操作弁のチューニング試験を行う必要がなくなり、そのための手間や費用を抑制でき、信頼性も向上できる。
- [0031] 請求項2記載の発明によれば、荷の吊り上げリフティング作業で、ブームシリンダのヘッド側に供給された作動油によるブーム上げ操作と、スティックシリンダのロッド側に供給された作動油によるスティックアウト操作との連動操作を開始する際に、ブームシリンダのヘッド側に供給された作動油の圧力を検出する圧力センサと、圧力センサで検出された圧力の上昇に応じてブーム用操作弁より下流側のセンタバイパスラ

イン圧力を高める方向に制御する圧力制御弁とによって、荷重の大きさに係らず、ブーム上げ操作開始の操作レバーポイントを一定に保持できるとともに、微操作範囲と、弁ストロークに対する流量立上がりゲインを補償でき、同時に、スティックシリンダのロッド側に供給された作動油の圧力を検出する圧力センサと、圧力センサで検出された圧力の上昇に応じてスティック用操作弁より下流側のセンタバイパスライン圧力を高める方向に制御する圧力制御弁とによって、荷重の大きさに係らず、スティックシリンダ縮み操作開始の操作レバーポイントを一定に保持できるとともに、微操作範囲と、弁ストロークに対する流量立上がりゲインを補償できるため、荷の吊り上げ作業での正確さとサイクルタイムを改善でき、また、ブームシリンダ速度とスティックシリンダ速度の急変やインチング性能の悪化を防止できる。

[0032] 請求項3記載の発明によれば、ネガティブフローコントロール圧力取出用のオリフィスおよびリリース弁と、センタバイパスライン圧力を制御する圧力制御弁とを一体化して、ネガティブフローコントロール負荷圧補償弁としたので、これらを同時にセンタバイパスラインに組込むことができ、手間がかからないとともに、設置スペースも節約できる。

[0033] 請求項4記載の発明によれば、圧力補償解除部は、スティックシリンダのヘッド側の負荷圧が増加するとスプリングのセット荷重を大きくするように制御するが、掘削等の重負荷状態では、ヘッド側の負荷圧が所定値以上の高圧力に達すると、スプリングのセット荷重を充分大きくし、メータアウト側のスプール有効差圧を非常に大きく設定するので、圧力補償付き流量制御弁は、流量制御弁としての設定流量が、みかけ上大きくなり、油圧ポンプの最大流量で決まるスティックシリンダのロッド側の戻り実流量より大きくなり、したがって、この状態では、スティックシリンダのロッド側の圧力補償機能は作用せず、通常の絞り弁となり、通常の絞り機能付きメータアウト特性を発揮できる。

図面の簡単な説明

[0034] [図1]本発明に係る建設機械の制御回路のスティックシリンダ制御部分に関する一実施の形態を示す回路図である。

[図2]同上制御回路のブームシリンダ制御部分に関する一実施の形態を示す回路図

である。

[図3]スティックイン・メータアウト負荷圧補償弁の流量制御特性を示す特性図であり、(a)はロッド圧 100kgf/cm^2 の場合であり、(b)はロッド圧 200kgf/cm^2 の場合である。

[図4]同上制御回路を用いた場合の水平均し作業におけるバケット刃先の軌跡を示す実測データである。

[図5]従来の建設機械の制御回路を示す回路図である。

[図6]建設機械のフロント作業装置を示す説明図であり、(a)は水平均し作業を開始する時点の姿勢であり、(b)は水平均し作業をしているときの姿勢である。

[図7]ブームシリンダ伸び速度の変化を示す特性図である。

[図8]スティックシリンダ伸び速度の変化の説明図である。

[図9]従来の制御回路を用いた場合の水平均し作業におけるバケット刃先の軌跡を示す実測データである。

符号の説明

- [0035] Cb センタバイパスライン
- 15 ブーム
- 16 スティック
- 17 バケット
- 24 ブームシリンダ
- 24h ヘッド側
- 241 ブーム用操作弁
- 25 スティックシリンダ
- 25r ロッド側
- 25h ヘッド側
- 251 スティック用操作弁
- 26 バケットシリンダ
- 28 油圧ポンプ
- 29 タンク
- 31 オリフィス

- 32 リリーフ弁
- 42 圧力補償付き流量制御弁としてのスティックイン・メータアウト負荷圧補償弁
- 43, 44 ネガティブフローコントロール負荷圧補償弁(ネガコン負荷圧補償弁)
- 55 戻りラインとしてのロッド側戻りライン
- 63 スプリング
- 64 圧力補償解除部
- 81 圧力センサ
- 85 圧力制御弁としての電磁比例リリーフ弁
- 91 圧力センサ
- 95 圧力制御弁としての電磁比例リリーフ弁

発明を実施するための最良の形態

- [0036] 以下、本発明を、図1乃至図4に示された一実施の形態を参照しながら説明する。
なお、図5に示された回路は、本発明の前提となる基本回路であり、同様の部分には、同一符号を付して、その説明を省略する場合もあるとともに、走行系、旋回系およびバケット系の各回路は、同様であるから省略する。
- [0037] 図1および図2は、図5に示された2ポンプオープンセンタシステムにおける負荷圧補償システムを示し、現在のオープンセンタシステムの特性を生かしつつ、部分的に負荷圧補償をし、大型の大重量バケット使用での均し性能および生産性と、荷吊り上げ時のリフティング操作性とを改善するものである。
- [0038] 図1および図2において、41はコントロールバルブであり、図5に示された各種の操作弁111, 121, 131, 241, 242, 251, 252, 261のスプールが内蔵されている。
- [0039] 図1には、コントロールバルブ41と共に、スティックイン操作されたスティックシリンダ25のメータアウト流量を負荷圧補償する圧力補償付き流量制御弁としてのスティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42が示されている。
- [0040] さらに、コントロールバルブ41には、スティックアウト側負荷圧補償のためのネガティブフローコントロール負荷圧補償弁(以下、この補償弁を「ネガコン負荷圧補償弁」という)43が設けられている。
- [0041] また、図2に示されるように、コントロールバルブ41には、ブーム上げ側負荷圧補償

のためのネガコン負荷圧補償弁44が設けられている。

[0042] 図1に示されるように、スティック用操作弁251の一方の出力ポートとスティックシリンダ25のヘッド側25hとがヘッド側給排ライン51により接続され、また、スティック用操作弁251の他方の出力ポートとスティックシリンダ25のロッド側25rとが、ロッド側給油ライン52、およびロードホールドチェック弁53を経たライン54を経て連通されている。

[0043] 前記スティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42は、ロードホールドチェック弁53よりスティックシリンダ25のロッド側25rに至るライン54の途中から戻りラインとしてのロッド側戻りライン55が分岐され、このロッド側戻りライン55とヘッド側給排ライン51との間に、差圧制御用の圧力補償弁56、流量制御弁57および再生チェック弁58が順次設けられている。

[0044] 圧力補償弁56は、流量制御弁57より上流側の圧力を検出するライン61が一侧に導かれ、流量制御弁57より下流側の圧力を検出するライン62が反対側の他側に導かれ、さらに、この他側には、差圧設定用のスプリング63が当接され、このスプリング63により流量制御弁57の前後差圧が設定される。

[0045] この圧力補償弁56のスプリング63に対し、スティックシリンダ25のヘッド側25hにかかる負荷圧の増加に応じてスプリング63のセット荷重を増加させることにより流量制御弁57の前後差圧を可変調整するとともに、ヘッド側の負荷圧が所定値以上のときスプリング63のセット荷重を流量制御の圧力補償を解除する値まで増大させるシリンダ・ピストン形の圧力補償解除部64が設けられ、この圧力補償解除部64のシリンダ内に、ヘッド側給排ライン51から引出されたヘッド圧検出ライン65が導かれている。

[0046] そして、この圧力補償解除部64のシリンダ内には、ヘッド圧検出ライン65により導かれたスティックシリンダ25のヘッド側25hの負荷圧を受けて作動するピストンが内蔵され、このピストンによりスプリング63のセット荷重が制御される。すなわち、圧力補償解除部64のピストンは、ヘッド側25hの負荷圧が増加するとスプリング63のセット荷重を大きくするように制御するが、ヘッド側25hの負荷圧が所定値以上の高圧力に達すると、スプリング63のセット荷重を、圧力補償機能を得られない値まで増大させる。

[0047] 流量制御弁57は、一侧にリターンスプリング66が当接され、他側にパイロット圧ライン67が導かれている。このパイロット圧ライン67は、スティック用操作弁251のスティック

シリンダ伸び側(スティック・イン側)のパイロット圧ライン251aから分岐されている。なお、スティック用操作弁251の反対側には、スティック・シリンダ収縮側(スティック・アウト側)のパイロット圧ライン251bが導かれている。

- [0048] 流量制御弁57の下流側のライン68は、この部分に一定の背圧を発生させるための背圧チェック弁69を介して、タンク29に接続された戻りライン70に連通されている。この背圧チェック弁69は、逆止弁体を弁座に押付けるスプリングのセット荷重により戻り油の背圧を設定する。
- [0049] さらに、スティックシリンダ25のロッド側25rに接続されたライン54からライン71が分岐され、このライン71は、並列に接続されたラインリリーフ弁72およびチェック弁73を経て戻りライン70に接続されている。ラインリリーフ弁72は、スティックシリンダ25のロッド側25rに管路破壊につながるような異常な高圧が発生した場合に連通作動して、管路を保護するものである。
- [0050] また、図1に示されるように、スティックシリンダ25のロッド側25rに接続されたライン54には圧力センサ81が設置され、この圧力センサ81は、電気信号ライン82を経てコントローラ83の入力部に接続され、このコントローラ83の入力部には、さらに圧力スイッチ84が接続され、また、コントローラ83の出力部は、前記スティックアウト側のネガコン負荷圧補償弁43に接続されている。
- [0051] このネガコン負荷圧補償弁43は、スティック用操作弁251を経たセンタバイパスラインCb中に、オリフィス31およびリリーフ弁32が並列に介在され、また、これらの上流側よりネガティブフローコントロールライン(以下、「ネガコンライン」という)33が引出されているが、そのネガコンライン33の引出位置よりもさらに上流側に、圧力制御弁としての電磁比例リリーフ弁85が介在されたものであるから、コントローラ83の出力部は、電磁比例リリーフ弁85のソレノイド86に接続されている。
- [0052] また、図2に示されるように、ブームシリンダ24のロッド側24rにはロッド側給排ライン88が接続され、ヘッド側24hにはヘッド側給排ライン89が接続されているが、そのヘッド側給排ライン89には圧力センサ91が設置され、この圧力センサ91は、電気信号ライン92を経てコントローラ83の入力部に接続され、このコントローラ83の入力部には、さらに圧力スイッチ94が接続され、また、コントローラ83の出力部は、前記ブーム上げ側

のネガコン負荷圧補償弁44に接続されている。

[0053] このネガコン負荷圧補償弁44は、ブーム用操作弁241を経たセンタバイパスラインC b中に、オリフィス31およびリリーフ弁32が並列に介在され、また、これらの上流側よりネガコンライン33が引出されているが、そのネガコンライン33の引出位置よりもさらに上流側に、圧力制御弁としての電磁比例リリーフ弁95が介在されたものであるから、コントローラ83の出力部は、電磁比例リリーフ弁95のソレノイド96に接続されている。

[0054] 次に、図1および図2に示された実施の形態の作用効果を説明する。

[0055] (水平均し作業)

水平均し作業をするときは、図6(a)から(b)に示されるように、ブームシリンダ24をブーム上げ操作するとともに、スティックシリンダ25をスティックイン操作(伸び操作)する。

[0056] その際、図1においては、パイロット圧ライン251aにスティックシリンダ伸び側パイロット圧が供給されると、スティック用操作弁251が下室位置に切換わるとともに、パイロット圧ライン67を経てスティックシリンダ伸び側パイロット圧がスティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42の流量制御弁57を連通位置に切換えるので、油圧ポンプ28から吐出された作動油は、ヘッド側給排ライン51を経てスティックシリンダ25のヘッド側25hに供給されるとともに、ロッド側25rから排出された油は流量制御弁57などを経てタンク29に戻され、スティックシリンダ25は伸び操作される。

[0057] このとき、図3に示されるように、流量制御弁57の通過流量(戻り流量)は、圧力補償弁56により圧力補償される。すなわち、図6(a)に示された状態から水平均し作業を開始するためにスティック用操作弁251をスティックイン方向にパイロット操作すると、大重量バケットを装着した場合は、スティックシリンダ25のヘッド側25hが低圧となるので、ヘッド圧検出ライン65により取出されたヘッド側負荷圧で作動される圧力補償解除部64によりスプリング63のセット荷重は小さく制御され、流量制御弁57の前後差圧も小さく制御されるため、バケット重量によりスティックシリンダ25のロッド側25rから排出される戻り油圧が高くても、流量制御弁57の通過流量は、小さな前後差圧に基づく流量に抑えられ、大重量バケットによるスティック伸び速度の増速変化を防止できる。これにより、図8における実線で示された大重量バケット装着時の特性を、点線で示

された標準バケット時と同様の状態に戻すことができる。

- [0058] このスティックシリンダ25の伸び操作中、ヘッド側給排ライン51の圧力がライン68の圧力より高い場合は、ロッド側25rの作動油は、再生チェック弁58によって全量が圧力補償弁56、流量制御弁57および背圧チェック弁69を経て戻りライン70へ流出し、流量制御弁57のスプール開度に応じた油量がロッド側25rから排出される。
- [0059] 同上操作中、油圧ポンプ28より吐出供給される作動油量が不足し、ヘッド側25hにボイディングが発生しかかると、スティックシリンダ25のロッド側25rから戻りライン70への戻り油の一部が、背圧チェック弁69の抵抗作用により背圧を持つこともあって、ライン68より再生チェック弁58を経由してヘッド側給排ライン51へ再生給油され、ボイディングの発生が防止される。このとき、ヘッド圧検出ライン65により取出されたシリンダヘッド側負荷圧はボイディングが発生しない程度に低圧であるから、圧力補償解除部64によりスプリング63のセット荷重は小さく制御され、流量制御弁57の前後差圧も小さく制御される。
- [0060] 同時に、図2においては、ブーム用操作弁241が下室位置に切換わり、油圧ポンプ28から吐出された作動油は、ヘッド側給排ライン89を経てブームシリンダ24のヘッド側24hに供給されるとともに、ロッド側24rから戻された油は、ロッド側給排ライン88、ブーム用操作弁241およびタンクラインTを経てタンク29に戻される。
- [0061] このとき、ヘッド側給排ライン89に発生したブームヘッド圧は、圧力センサ91で検出され、コントローラ83に送られ、コントローラ83は、ブームヘッド圧に応じた電気信号をネガコン負荷圧補償弁44の電磁比例リリーフ弁95のソレノイド96に供給するので、この電磁比例リリーフ弁95によりセンタバイパスラインCbの圧力を、ブームヘッド圧に応じて高めることができる。
- [0062] すなわち、油圧ポンプ28から吐出された作動油は、ブーム用操作弁241の弁ストロークに応じてヘッド側給排ライン89とセンタバイパスラインCbとに分配され、ヘッド側給排ライン89の負荷圧が大きいほど、センタバイパスラインCbに逃げる流量が増大されるが、センタバイパスラインCbの圧力を、電磁比例リリーフ弁95によりブームヘッド圧に応じて高め、センタバイパスラインCbにブーム保持圧を発生させる圧力補償をすることで、大重量バケット装着時のブーム負荷に関係なく、ブーム用操作弁241の

指令信号すなわち弁ストロークに応じたブーム上げ流量がブームシリンダ24のヘッド側24hに供給され、ブームシリンダ伸び速度が得られるようにする。これにより、図7における実線で示された大重量バケット装着時の特性を、点線で示された標準バケット時と同様の状態に戻すことができる。

- [0063] このように、スティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42とブーム上げ側負荷圧補償用のネガコン負荷圧補償弁44の両者が同時に働き、標準バケット以外の法面成形用などの大重量バケット使用時でも、ブームシリンダ24のヘッド側24hの圧力を圧力センサ91で検出し、ブーム用操作弁241の下流側のバイパス部分のネガコン負荷圧補償弁44にコントローラ83より所定電流を送り、ブーム保持圧をセンタバイパスラインCbに発生させることで、負荷圧が変化しても、ブーム上げ流量モジュレーションカーブが変化せず、安定した流量特性を維持できるとともに、既に述べたように大重量バケット装着状態でも、スティックイン操作におけるスティック降下速度が、スティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42のメータアウトフローコントロール機能により変化せず、安定しているので、図4に示されるように、大重量バケットを装着した場合の水平均し作業開始時でのバケット刃先の大きな波打ち現象D(図9)を防止する効果が得られる。すなわち、ユーザの種々のバケット使用条件でも、良好な水平均し性を確保できる。

- [0064] (クレーン作業)

クレーン作業によって、バケット17に取付けた荷を吊り上げるときは、ブームシリンダ24をブーム上げ操作するとともに、スティックシリンダ25をスティックアウト操作(縮み操作)する。

- [0065] その際、図1においては、パイロット圧ライン251bにスティックシリンダ縮み側パイロット圧が供給されると、スティック用操作弁251が上室位置に切換わり、油圧ポンプ28から吐出された作動油は、ロッド側給油ライン52、ロードホールドチェック弁53およびライン54を経てスティックシリンダ25のロッド側25rに供給されるとともに、ヘッド側25hから戻された油は、ヘッド側給排ライン51、スティック用操作弁251およびタンクラインTを経てタンク29に戻る。

- [0066] このとき、スティックシリンダ25のロッド側25rに発生したスティックロッド圧は、圧力センサ81で検出され、コントローラ83に送られ、コントローラ83は、スティックロッド圧に応

じた電気信号を、スティックアウト側負荷圧補償用のネガコン負荷圧補償弁43に組込まれた電磁比例リリーフ弁85のソレノイド86に供給するので、この電磁比例リリーフ弁85によりセンタバイパスラインCbの圧力を、スティックロッド圧に応じて高めることができる。

- [0067] すなわち、油圧ポンプ28から吐出された作動油は、スティック用操作弁251の弁ストロークに応じてロッド側給油ライン52とセンタバイパスラインCbとに分配され、ロッド側給油ライン52の負荷圧が大きいほど、センタバイパスラインCbに逃げる流量が増大されるが、センタバイパスラインCbの圧力を、電磁比例リリーフ弁85によりスティックロッド圧に応じて高め、センタバイパスラインCbにブーム保持圧を発生させる圧力補償をすることで、大重量バケット装着時のスティック負荷に関係なく、スティック用操作弁251の指令信号すなわち弁ストロークに応じたスティックアウト流量がスティックシリンダ25のロッド側25rに供給され、スティックシリンダ縮み速度が得られるようにする。
- [0068] 同時に、図2においては、水平均し作業時と同様に、センタバイパスラインCbの圧力を、電磁比例リリーフ弁95によりブームヘッド圧に応じて高め、センタバイパスラインCbにブーム保持圧を発生させる圧力補償をすることで、大重量バケット装着時のブーム負荷に関係なく、ブーム用操作弁241の指令信号すなわち弁ストロークに応じたブーム上げ流量がブームシリンダ24のヘッド側24hに供給され、ブームシリンダ伸び速度が得られるようにし、図7における実線で示された大重量バケット装着時の特性を、点線で示された標準バケット時と同様の状態に戻すことができる。
- [0069] このようにして、スティックアウト操作時のスティックシリンダ25のロッド側圧力を圧力センサ81で検出し、スティック用操作弁251の下流側のセンタバイパスラインCbに設けられたネガコン負荷圧補償弁43の電磁比例リリーフ弁85にコントローラ83より所定電流を送り、スティックシリンダ25のロッド保持圧をセンタバイパスラインCbに発生させることで、スティックシリンダ25のロッド側負荷圧が変化しても、スティックアウト流量モジュレーションカーブが変化せず、安定した流量特性を維持できるとともに、ブームアップ操作と共にレバー始動ポジションが一定であり、微操作域も大きく確保できて、改善効果がみられるので、クレーン作業におけるリフティングの操作性を向上できる。
- [0070] また、スティックイン操作で荷を下げる時に、スティックイン・メータアウト負荷圧補償

弁42により荷の急スピード降下を防止できる効果がある。

[0071] (重負荷作業)

掘削等の重負荷状態では、スティックシリンダ25のヘッド側25hの負荷圧が高圧となるが、この高負荷圧がヘッド圧検出ライン65により圧力補償解除部64に導かれ、スプリング63のセット荷重を充分大きくし、メータアウト側の流量制御弁57の有効差圧を非常に大きく設定するので、圧力補償付き流量制御弁としてのスティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42は、流量制御弁としての設定流量が、みかけ上大きくなり、油圧ポンプ28の最大流量で決まるスティックシリンダ25のロッド側25rの戻り実流量より大きくなり、したがって、この状態では、スティックシリンダ25のロッド側25rの圧力補償機能は作用せず、通常の絞り機能付きメータアウト特性を発揮でき、このスティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42を経てスティックシリンダ25のロッド側25rから戻りライン70へ排出される戻り油の流動抵抗が実質的に小となるので、戻りラインでのヒートロスが軽減され、実質的なシリンダ仕事量を向上できるとともに、油圧ポンプ28を駆動する車載エンジン27の燃費も改善できる。

[0072] 次に、この実施の形態の効果をまとめる。

[0073] (水平均し性能)

図1に示されたスティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42のメータアウトフローコントロール機能により、大重量バケット装着状態でも、スティックイン操作におけるスティック降下速度が、変化せず、安定しているとともに、図2に示された圧力センサ91および電磁比例リリーフ弁95によりブーム保持圧をセンタバイパスラインCbに発生させることで、負荷圧が変化しても、ブーム上げ流量モジュレーションカーブが変化せず、安定した流量特性を維持できるので、バケット種別を問わずに、指示どおりのスティック降下速度とブーム上げ速度とにより水平均し作業性を向上できる。

[0074] さらに、水平均し作業でのバケット種別を問わずに位置決め精度が向上し、整地の平坦度も改善されるので、作業スピードが速くなり、水平均し作業性を向上できる。

[0075] また、ユーザが独自に取付けたバケットアプリケーション毎に、水平均し性能を改善するためのスプールノッチなどのチューニング試験を行う必要がなくなり、また、チューニング後にそのスプールをエンドユーザに送付して再装着する手間や費用を抑制

できる。同時に、ユーザクレームも未然に防止でき、製品に対する信頼性を向上できる。

[0076] (クレーン操作性能)

荷の吊り上げリフティング作業で、ブームシリンダ24のヘッド側24hに供給された作動油によるブーム上げ操作と、スティックシリンダ25のロッド側25rに供給された作動油によるスティックアウト操作との連動操作を開始する際に、ブームシリンダ24のヘッド側24hに供給された作動油の圧力を検出する圧力センサ91と、この圧力センサ91で検出された圧力の上昇に応じてブーム用操作弁241より下流側のセンタバイパスライン圧力を高める方向に制御する電磁比例リリーフ弁95とによって、荷重の大きさに係らず、ブーム上げ操作開始の操作レバーポイントを一定に保持できるとともに、微操作範囲と、弁ストロークに対する流量立上がりゲインを補償でき、同時に、スティックシリンダ25のロッド側に供給された作動油の圧力を検出する圧力センサ81と、この圧力センサ81で検出された圧力の上昇に応じてスティック用操作弁251より下流側のセンタバイパスライン圧力を高める方向に制御する電磁比例リリーフ弁85とによって、荷重の大きさに係らず、スティックシリンダ縮み操作開始の操作レバーポイントを一定に保持できるとともに、微操作範囲と、弁ストロークに対する流量立上がりゲインを補償できるため、荷の吊り上げ作業での正確さとサイクルタイムを改善できる。

[0077] また、ブームシリンダ速度とスティックシリンダ速度の急変やインチング性能の悪化を防止できて、オペレータと周辺作業者の作業環境の安全性を確保できる。

[0078] 荷の吊下げをスティックシリンダで行う際は、荷重の大小に係らず、荷の降下速度の変化を防止でき、荷の急降下を防止できる。

[0079] (一般掘削性能など)

圧力補償解除部64は、スティックシリンダ25のヘッド側25hの負荷圧が増加するとスプリング63のセット荷重を大きくするように制御するが、スティックインによる重掘削作業時などの重負荷状態では、ヘッド側25hの負荷圧が所定値以上の高圧力に達すると、スプリング63のセット荷重を充分大きくし、メータアウト側の流量制御弁57の有効差圧を非常に大きく設定するので、スティックイン・メータアウト負荷圧補償弁42は、流量制御弁としての設定流量が、みかけ上大くなり、油圧ポンプ28の最大流量で

決まるスティックシリンダ25のロッド側25rの戻り実流量より大きくなり、したがって、この状態では、スティックシリンダ25のロッド側25rの圧力補償機能は作用せず、通常の絞り弁となり、通常の絞り機能付きメータアウト特性を発揮できる。

[0080] すなわち、上記のような重負荷状態では、ヘッド側25hの負荷圧が所定値以上の高圧力に達すると、スプリング63のセット荷重を、圧力補償機能を得られない値まで増大させるので、通常の絞り機能付きメータアウト特性を発揮できる。

[0081] また、図1および図2には示されていないトラベルモータ11、12、スイングモータ13、バケットシリンダ26などの油圧アクチュエータに関するフォースモジュレーション機能は維持される。

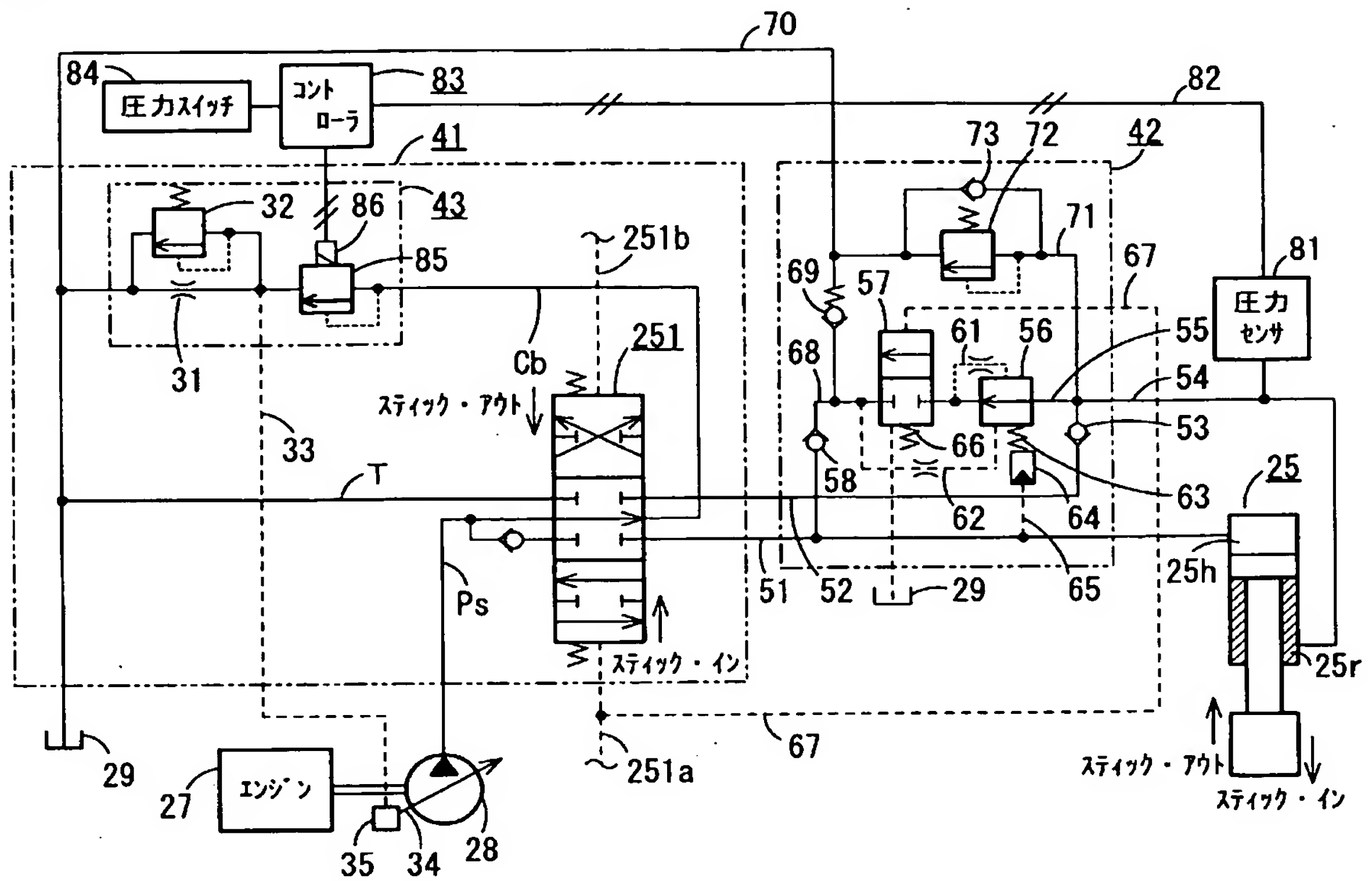
産業上の利用可能性

[0082] 本発明は、油圧ショベルなどの作業装置を備えた建設機械の制御回路に利用できる。

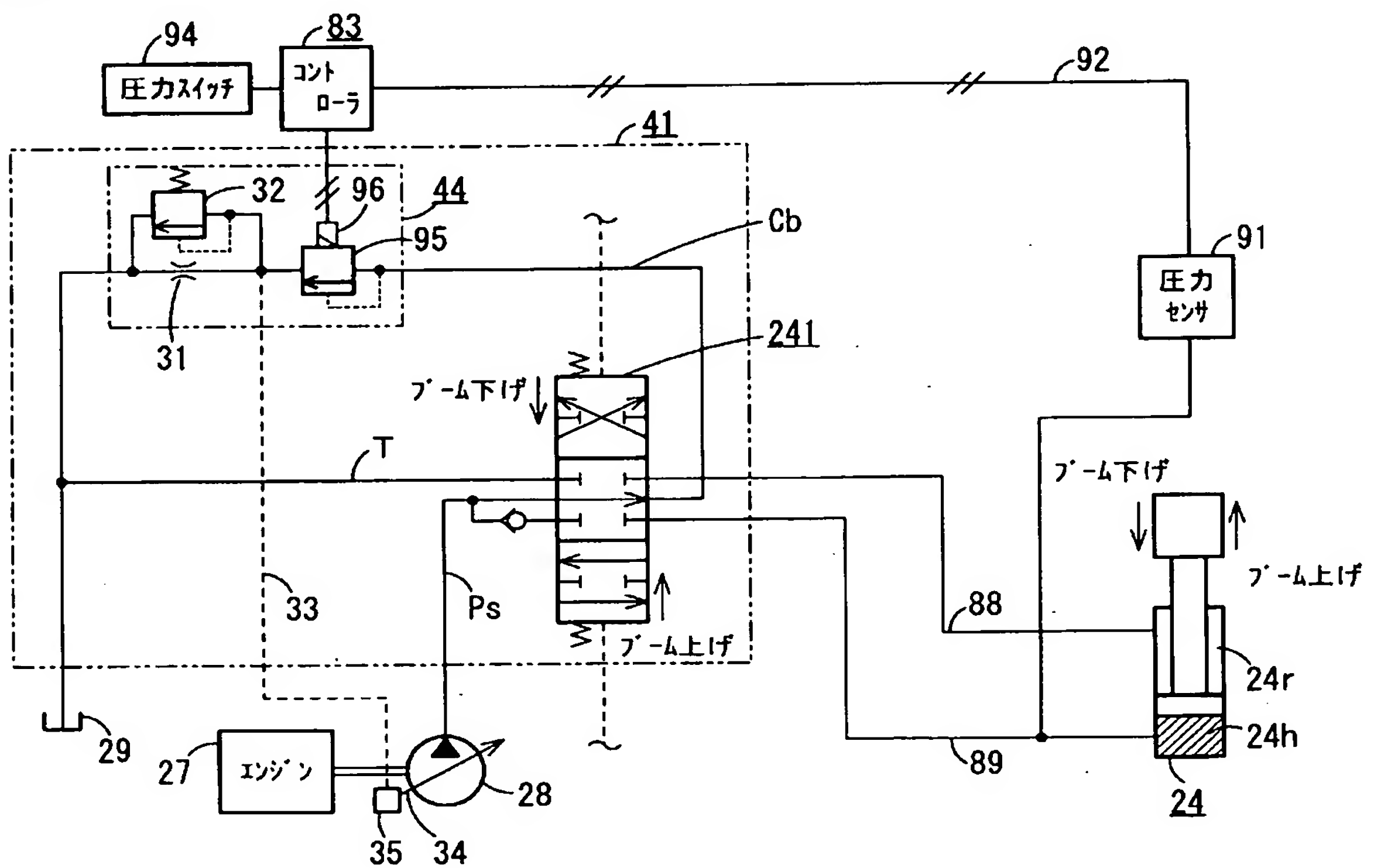
請求の範囲

- [1] 油圧ポンプからブームを作動するブームシリンダ、ブーム先端に連結されたスティックを作動するスティックシリンダ、スティック先端に連結されたバケットを作動するバケットシリンダに供給され戻りラインを経てタンクへ戻される油をそれぞれ制御するブーム用操作弁、スティック用操作弁、バケット用操作弁に、センタバイパスラインが設けられたオープンセンタ回路を備えた建設機械の制御回路であって、
- スティックシリンダのロッド側からタンクへ戻される油の戻りラインに設けられた圧力補償付き流量制御弁と、
- ブームシリンダのヘッド側に供給された作動油の圧力を検出する圧力センサと、
- 圧力センサで検出された圧力の上昇に応じてブーム用操作弁より下流側のセンタバイパスライン圧力を高める方向に制御する圧力制御弁と
- を具備したことを特徴とする建設機械の制御回路。
- [2] スティックシリンダのロッド側に供給された作動油の圧力を検出する圧力センサと、
- 圧力センサで検出された圧力の上昇に応じてスティック用操作弁より下流側のセンタバイパスライン圧力を高める方向に制御する圧力制御弁と
- を具備したことを特徴とする請求項1記載の建設機械の制御回路。
- [3] 圧力制御弁は、センタバイパスラインからポンプ吐出流量制御用のネガティブフローコントロール圧力を取出すためのオリフィスおよびリリーフ弁と一体に設けられて、ネガティブフローコントロール負荷圧補償弁を形成することを特徴とする請求項1または2記載の建設機械の制御回路。
- [4] 圧力補償付き流量制御弁は、
- 差圧設定用のスプリングと、
- スティックシリンダのヘッド側にかかる負荷圧の増加に応じてスプリングのセット荷重を増加させるとともにヘッド側の負荷圧が所定値以上のときスプリングのセット荷重を流量制御の圧力補償を解除する値まで増大させる圧力補償解除部と
- を具備したことを特徴とする請求項1乃至3のいずれか記載の建設機械の制御回路。

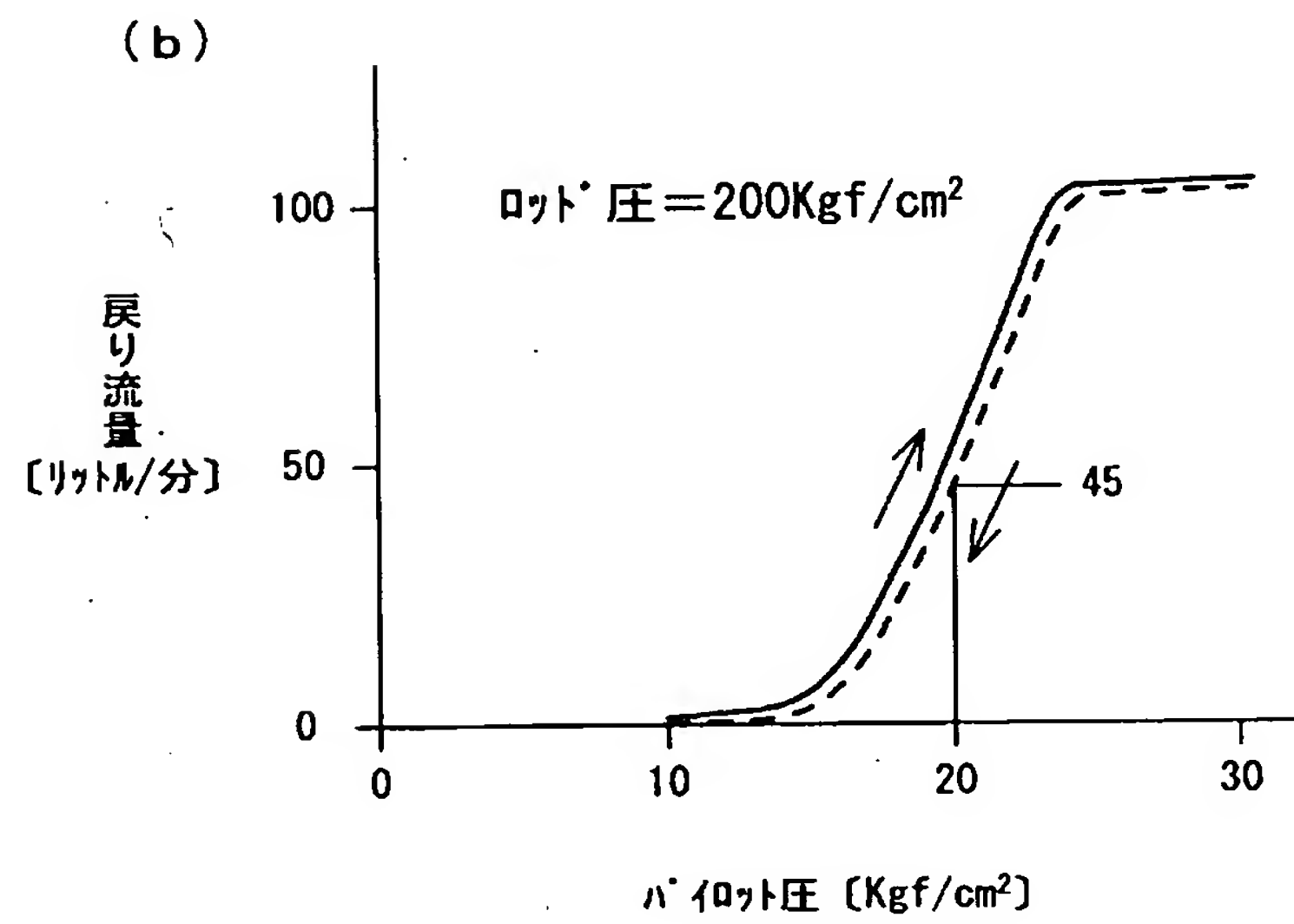
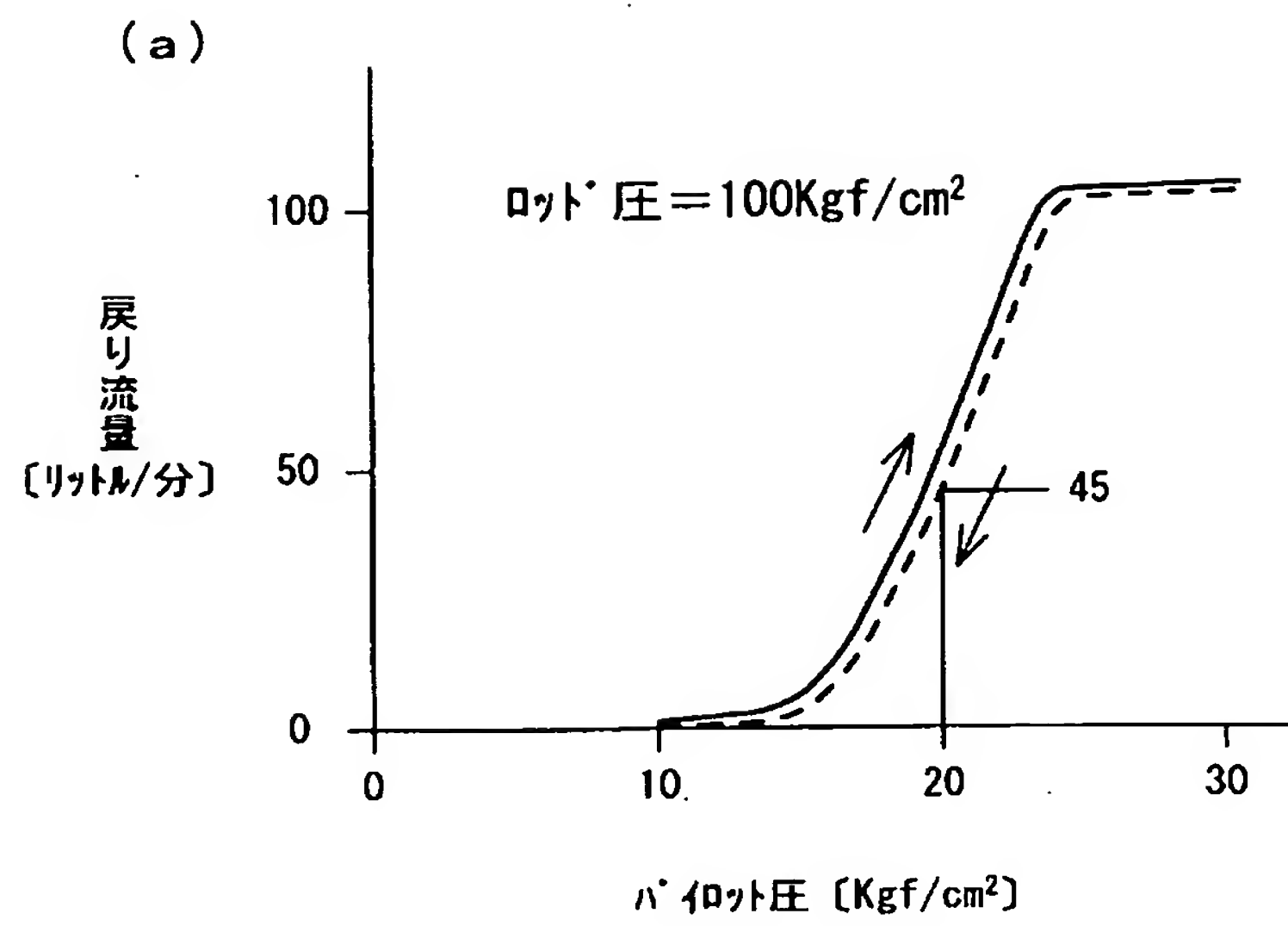
[図1]



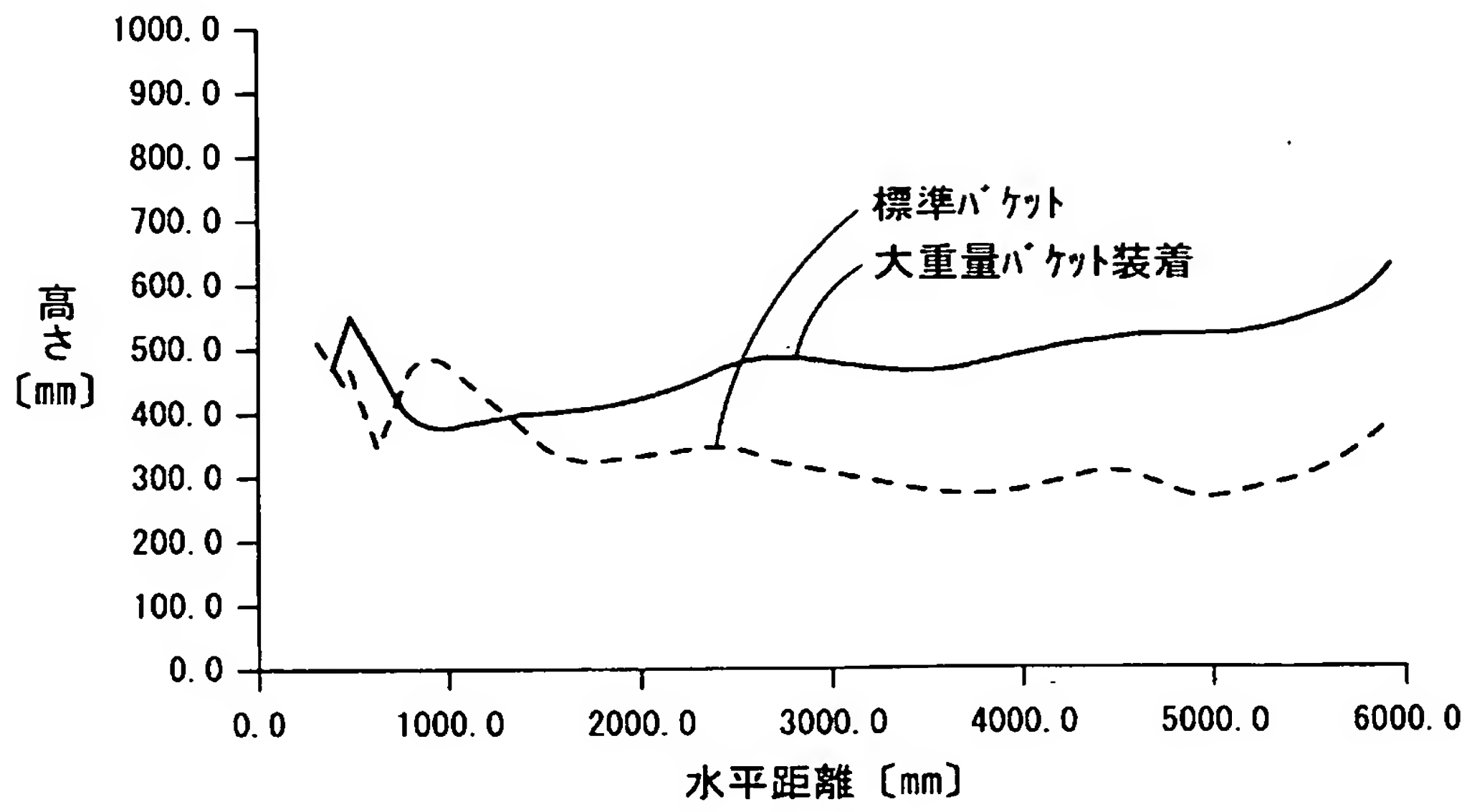
[図2]



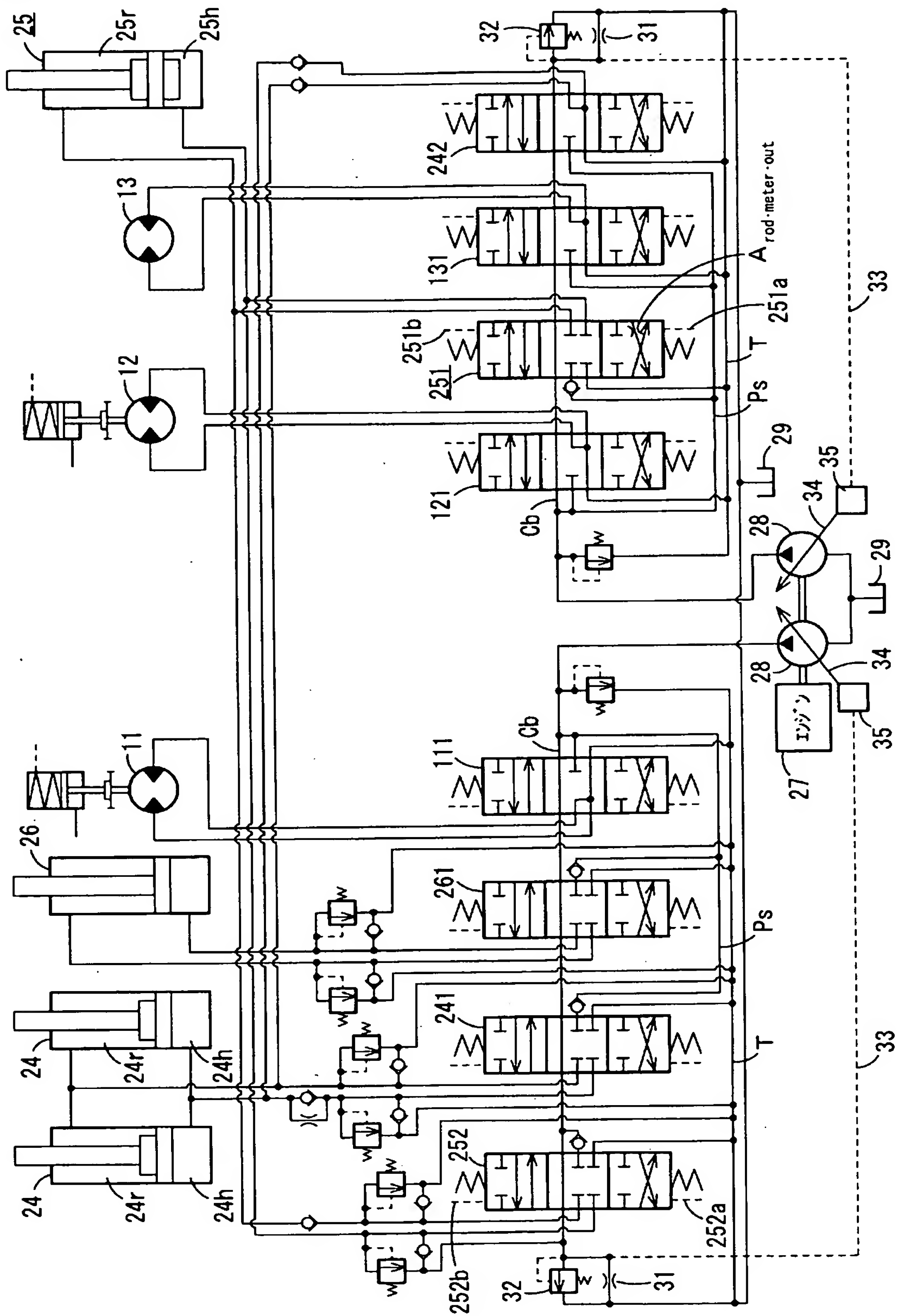
[図3]



[図4]

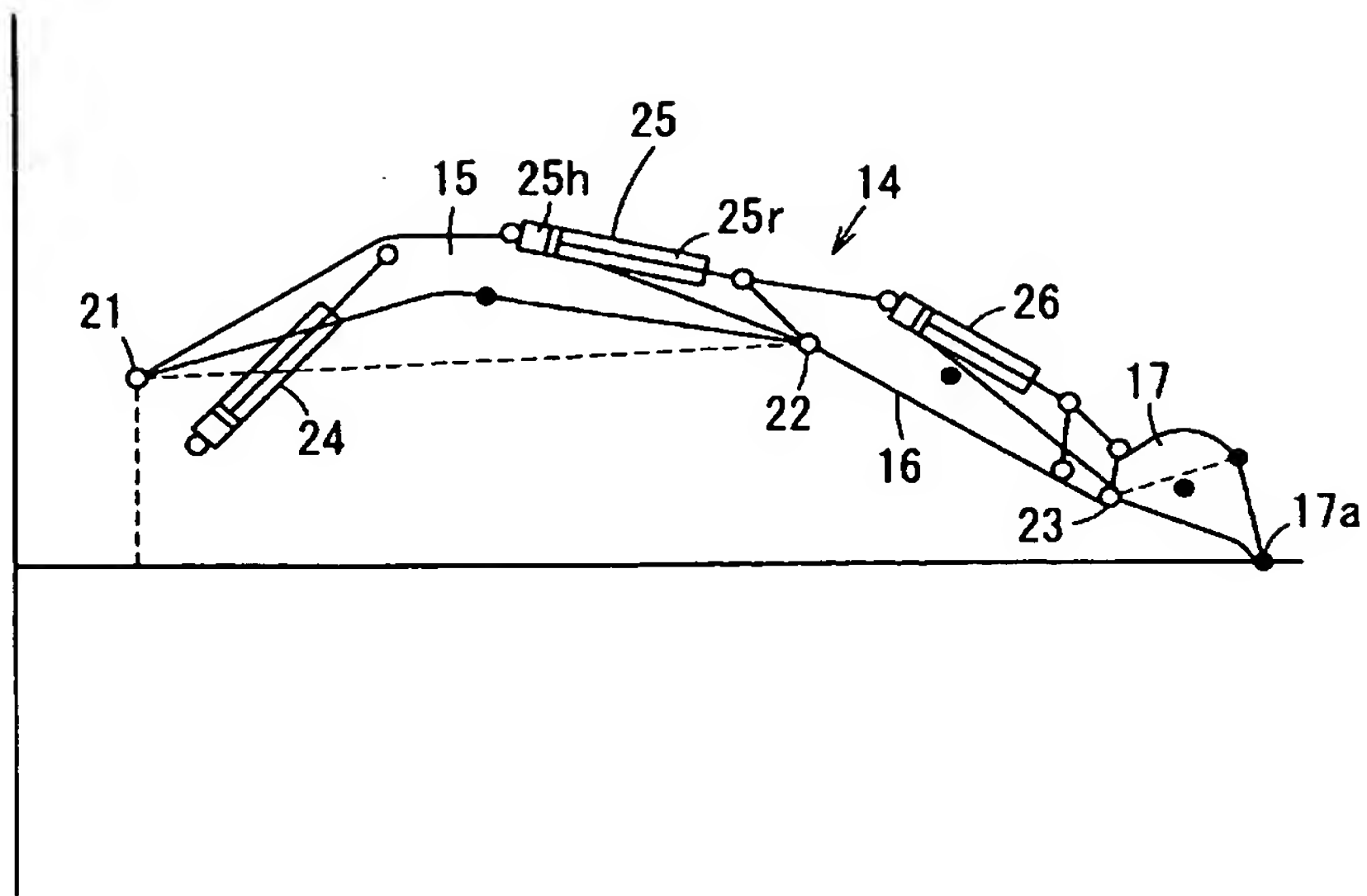


[図5]

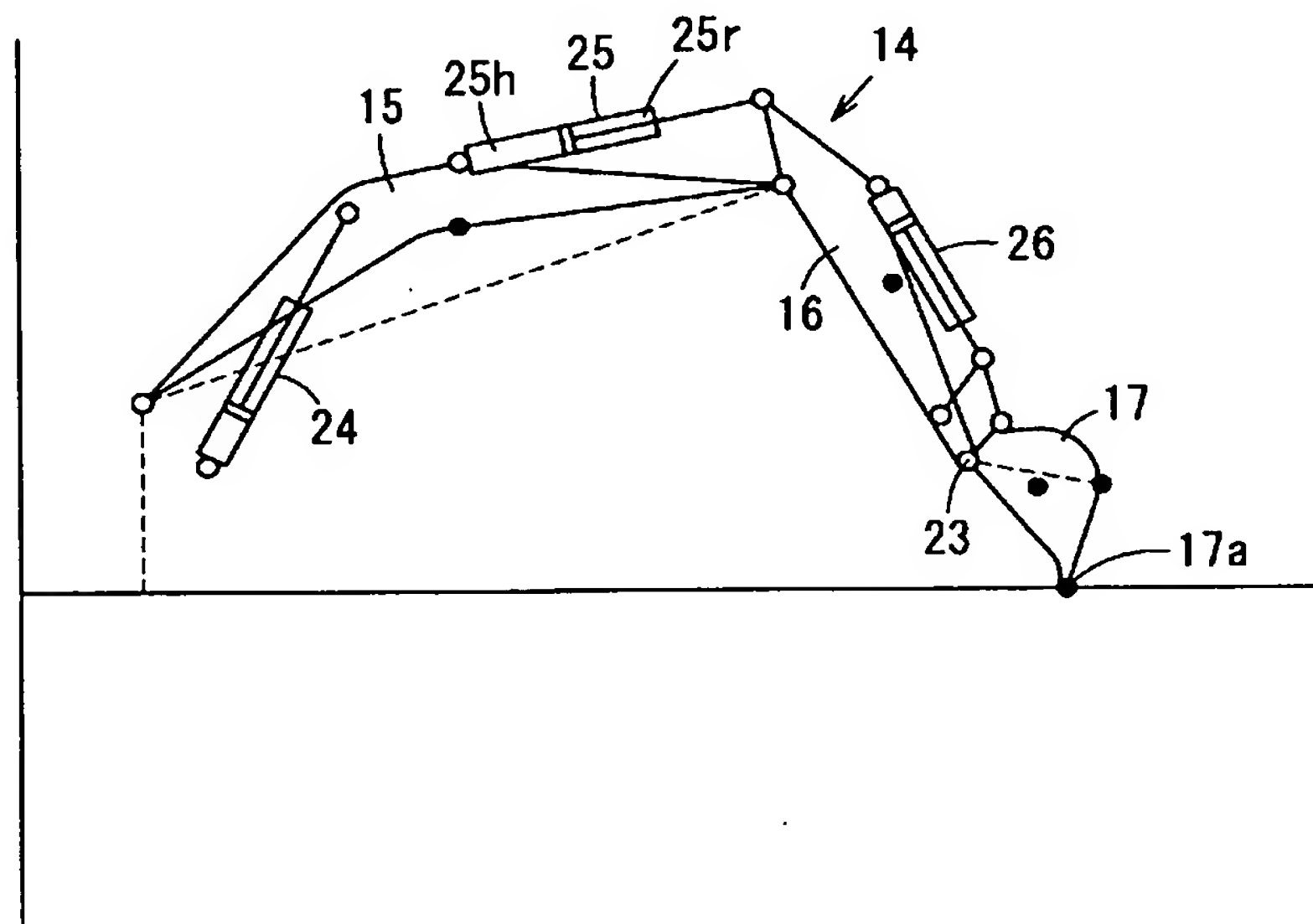


[図6]

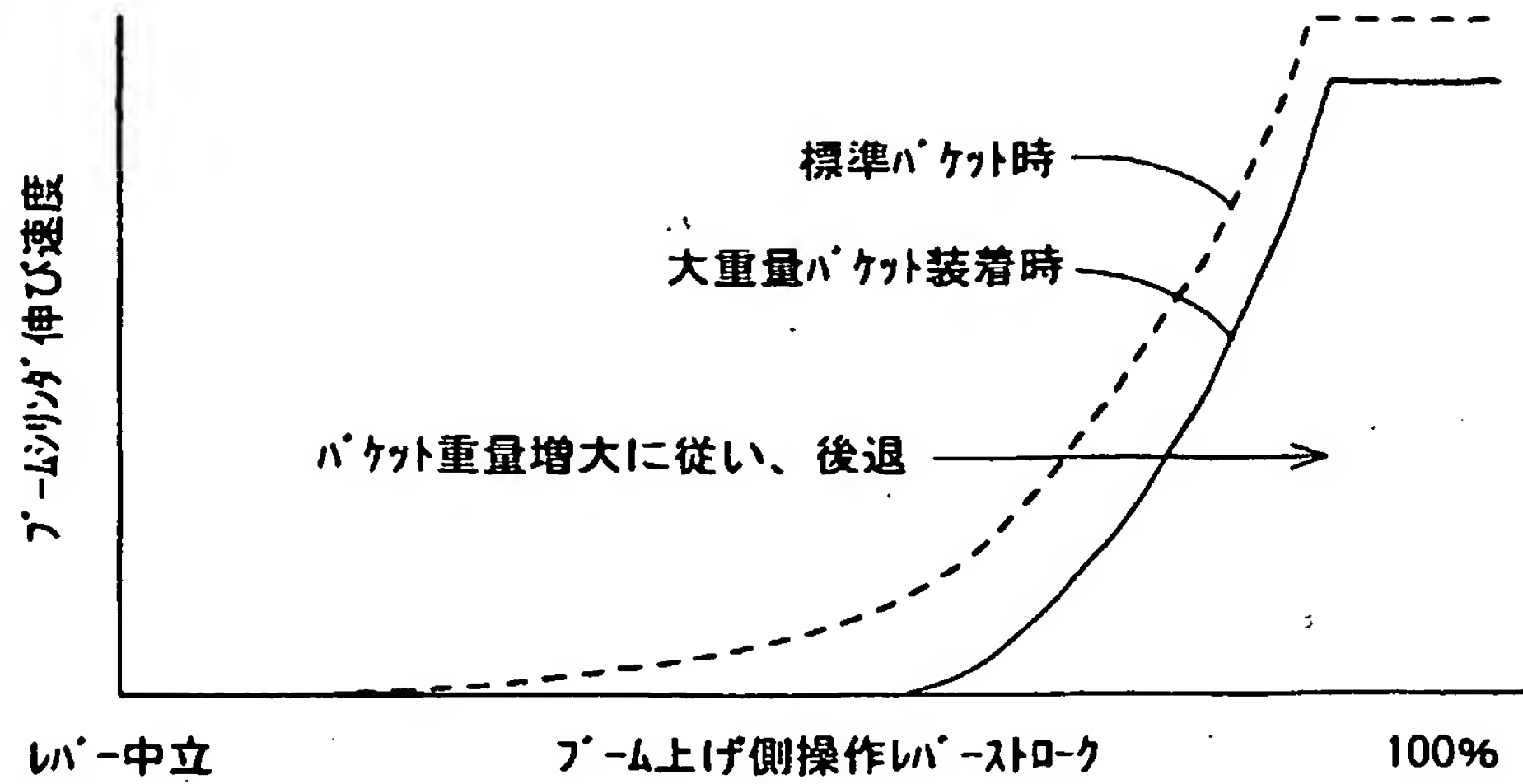
(a)



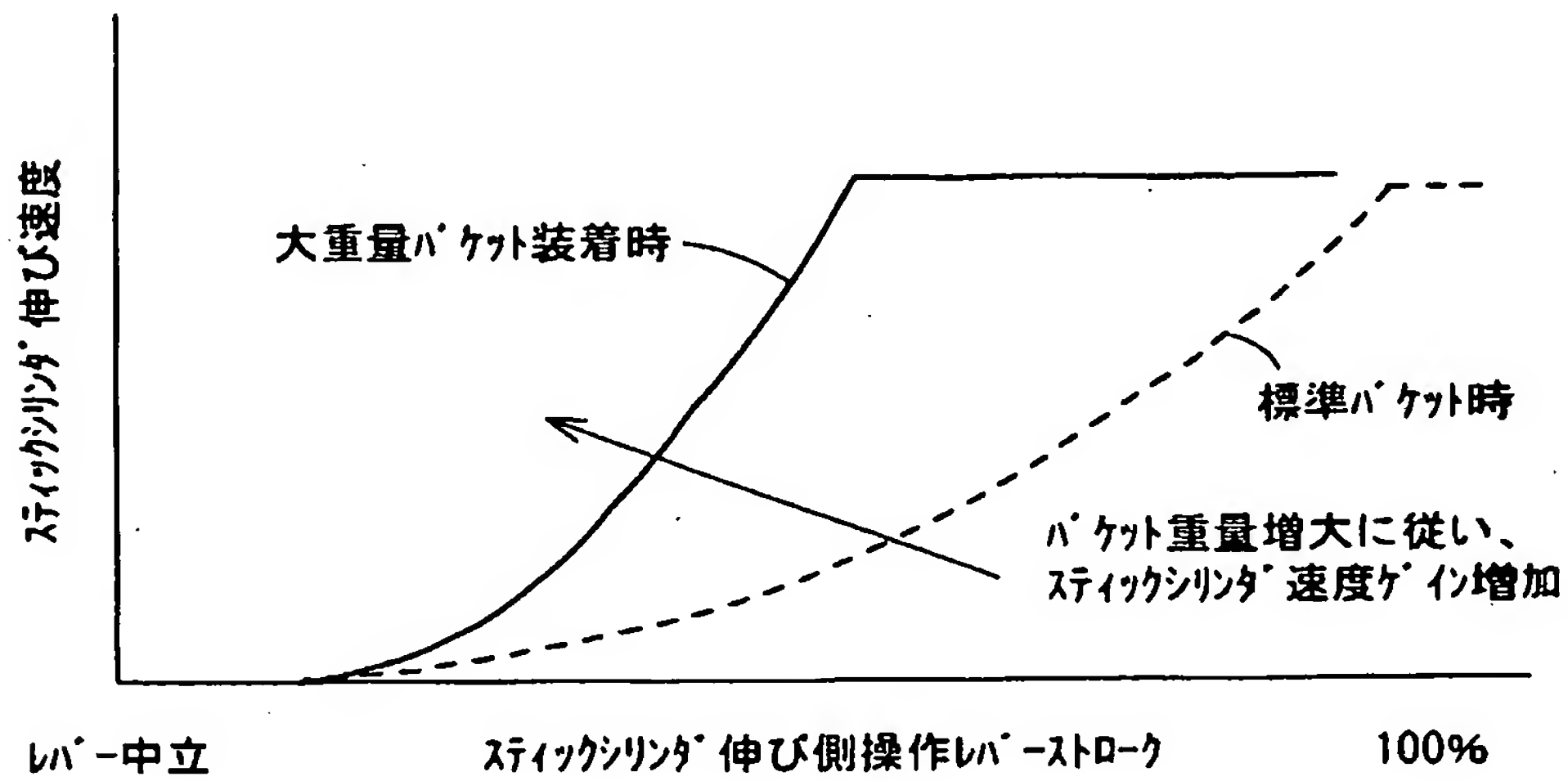
(b)



[図7]



[図8]



[図9]

